

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA
OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA ENERGETIKY

POROVNÁNÍ KOGENERAČNÍ JEDNOTKY
S PÍSTOVÝM SPALOVACÍM MOTOREM A S
MIKROTURBÍNOU

COMPARISON OF THE COGENERATION UNIT WITH A
RECIPROCATING PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINE
AND WITH THE MICROTURBINE

Student:	Lukáš Majvelder
Osobní číslo	MAJ0112
Vedoucí bakalářské práce:	doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Majvelder**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení
Téma: Porovnání kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem
a s mikroturbínou
Comparison of the Cogeneration Unit with a Reciprocating Piston
Internal Combustion Engine and with the Microturbine
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte porovnání kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem a s mikroturbínou.
Práce bude obsahovat:

1. Rešerši současných trendů kogenerace.
2. Bilanční výpočet kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem.
3. Bilanční výpočet kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou.
4. Porovnání obou jednotek z hlediska ekonomiky provozu, nároků na údržbu a ekonomiky provozu.

Seznam doporučené odborné literatury:


Krbek, J., Polesný, B.: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice, PC-DIR Real Brno 1999. ISBN 80-85895-23-4.
Šurovský, J.: Mikroturbíny, spalovací turbíny, Praha, 2013. ISBN 978-80-260-4106-1.
Kysela, L., Tomčala, J.: Ekonomika v energetice. Ostrava: VŠB-TU, 2000. ISBN 80-7078-851-8.
Kysela, L., Míka, J., Kyselová, S.: Teplárenství. Učební text. Katedra energetiky Ostrava, 2010.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020


doc. Ing. Stanislav Honus. Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Ivo Hlavatý. Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020.



.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.

Podpis studenta

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MAJVELDER, L. *Porovnání kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem a s mikroturbínou*: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2020. 58 s. Vedoucí: doc. Ing. Míka, J. CSc.

Bakalářská práce se zabývá porovnáním kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem a s mikroturbínou. Práce zahrnuje popis obou typů jednotek, jejich výhody a nevýhody. Vysvětlení elektrické a tepelné energie, kogenerace. Výpočet výhřevnosti zemního plynu při jeho spalování a třech různých modifikací kogenerační jednotky s mikroturbínou. V závěru jsou výsledné hodnoty porovnávány mezi sebou a s pístovým spalovacím motorem.

Klíčová slova: kogenerace, kogenerační jednotka, pístové spalovací motory, spalovací turbíny, mikroturbíny, zvyšování účinnosti

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

MAJVELDER, L. *Comparsion of the Cogeneration unit with a reciprocating piston internal combustion engine and with the microturbine*: Bachelor Thesis Ostrava: VŠB–Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2020, 58 p. Thesis head: doc. Ing. Míka, J., CSc

The bachelor thesis deals with comparison of the cogeneration unit with the piston internal combustion engine and the microturbine. The thesis includes a description of both types of units, their advantages and disadvantages. Explanation of electrical and thermal energy, cogeneration. Calculation of the calorific value of natural gas during combustion and three different modifications of the cogeneration unit with microturbine. In the end, the resulting values are compared between each other and the piston internal combustion engine.

Keywords: cogeneration, cogeneration unit, piston internal combustion engines, internal combustion turbines, microturbines, efficiency improvements

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	9
ZKRATKY.....	9
INDEXY.....	10
ÚVOD.....	12
1. Výroba elektrické a tepelné energie	13
1.2 Elektrická energie	13
1.2 Tepelná energie.....	13
2. Kogenerace	14
2.1 Kogenerační jednotka	14
2.2 Princip.....	14
2.3 Snížení primárních energetických zdrojů (PEZ)	14
2.3.1 Spotřeba tepla z PEZ v kogeneračním zařízení.....	15
2.4 Ekologie	15
2.5 Ekonomika.....	15
2.6 Centralizované a decentralizované zásobování teplem.....	16
2.6.1 Decentralizované (lokální).....	16
2.6.2 Centralizované	16
3. Spalovací turbína, plynová turbína	17
3.1 Turbína vlastní s otevřeným cyklem	17
3.2 Turbína vlastní s uzavřeným cyklem.....	18
3.3 Ericson – Braytonův cyklus.....	19
3.4 Tepelná účinnost turbíny	19
3.5 Zvyšování účinnosti úpravou tlaku a teploty před turbínou	20
3.6 Regenerační ohřev vzduchu	20
3.7 Dělená komprese s mezichlazením vzduchu.....	21
3.8 Dělená expanze s mezipřihřátím spalin	21
4. Mikroturbíny	23
4.1 Historie.....	23

4.2 Typy podle směru proudění	23
4.3 Funkce	23
4.4 Části mikroturbíny	24
4.5 Dělení spalovacích mikroturbín	25
4.6 Reálný výkon, účinnost a charakteristiky mikroturbíny	26
4.7 Výrobci a typy	27
4.7.1 Aurelia Turbines	27
4.7.2 Capstone Turbine Corporation	28
4.7.3 Turbec T100	30
4.7.4 FlexEnergy	30
4.7.5 Ansaldo Energia	31
4.8 Sportovní hybrid společnosti Capstone Turbine	31
5. Pístový spalovací motor	33
5.1 Princip	33
5.2 Typy motorů	33
5.2.1 Motory se spalováním při malém přebytku vzduchu (1,2 – 1,35)	33
5.2.2 Motory se spalováním v oblasti chudé směsi (přbytek vzduchu 1,6 – 2,0)	33
5.4 Výrobce Viessmann	34
6. Spalování zemního plynu	36
7. Návrh kogenerační jednotky se spalovací turbínou	39
7.1 Pro výpočet spalovací turbíny uvažujte tyto technické parametry	39
7.2 Postup výpočtu:	40
7.2.1 Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí i expanzí a bez regenerace tepla	41
7.2.2 Výpočet s regenerací tepla spalin	46
7.2.3 Výpočet s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalin	51
8. Závěr	52

PODĚKOVÁNÍ	54
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	55
SEZNAM OBRÁZKŮ	57
SEZNAM TABULEK.....	58

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

Znak	Název	Jednotka
E	Elektrická energie	[J]
Q	Teplo	[J]
η	Účinnost	[–]
P	Příkon/Výkon	[W]
Q_i^r	Výhřevnost	[kJ/m _N ³]
p	Tlak	[Pa]
t	Teplota	[°C]
T	Termodynamická teplota	[K]
ε	Kompresní poměr	[–]
ξ	Ztráty	[%]
κ	Adiabatický exponent	[–]
i	Entalpie	[kJ/m _N ³]
A	Vnitřní práce	[kJ/m _N ³]
\dot{V}	Objemový průtok	[m _N ³ /s]
N	Náklady	[Kč/rok]
n	Přebytek vzduchu	[–]

ZKRATKY

PEZ	Primární energetický zdroj
KJ	Kogenerační jednotka
T	Teplota
ize	izoentropické

INDEXY

Znak	Název
<i>výt</i>	výtopny
<i>el</i>	elektrárny
<i>tep</i>	teplárny
<i>EB</i>	Ericson – Braytonova
<i>T</i>	turbíny
<i>K</i>	kompresoru
<i>pal</i>	paliva
<i>Tize</i>	izoentropická teplota
<i>C</i>	celkové
<i>R</i>	regenerací
<i>sk</i>	spalovací komory
<i>el</i>	elektrický, elektrická
<i>t</i>	teplený
<i>O2</i>	kyslíku
<i>VZD; t</i>	vzduchu teoretického
<i>S</i>	suchého, suchých
<i>VZD</i>	vzduchu
<i>CO2</i>	oxidu uhličitého
<i>PAL</i>	paliva
<i>N2; t</i>	teoretické množství dusíku
<i>SP; t</i>	teoretické množství spalin
<i>H2O</i>	vody
<i>V</i>	vlhkých
<i>IZEVNk</i>	izoentropická kompresoru
<i>IZEVNt</i>	izoentropická turbíny
<i>m</i>	mechanická
<i>g</i>	generátoru
<i>VNplk</i>	plynového kompresoru
<i>mplk</i>	mechanická plynového kompresoru
<i>elm</i>	elektromotoru plynového kompresoru
<i>pl</i>	plynu
<i>vz</i>	vzduchu
<i>plk</i>	plynového kompresoru
<i>b</i>	barometrický
<i>m</i>	mechanická
<i>g</i>	generátoru
<i>ag</i>	agregátu

sít'	sít'
k	kotle
reg	regenerací
elstř	střední elektrická

ÚVOD

Celý svět dnes potřebuje elektrickou a tepelnou energii. Bez nich bychom se s nadsázkou vrátili do doby kamenné. Jejich spotřeba rapidně roste, a proto se také musíme zabývat výrobou energií s ohledem na primární energetické zdroje, které nejsou nevyčerpatelné. Jedním ze způsobů, jak tuto problematiku řešit, je kogenerace, jenž je v poslední době čím dál více žádaná díky tomu, že umí vyrábět oba typy energií současně.

V této bakalářské práci budu porovnávat dva typy kogenerační jednotky z hlediska ekonomického, nároků na údržbu a jejich parametry. Prvním typem bude KJ s mikroturbínou a druhým KJ s pístovým spalovacím motorem.

Teoretická část bude obsahovat popis elektrické a tepelné energie, dále obecné povídání o kogeneraci, principy a primární energetické zdroje, plynové turbíny a několik způsobů pro zvýšení její účinnosti. Následně popis mikroturbíny, její historie, princip, rozdělení, konkrétní typy, jejich využití a parametry. V závěru této části bude totéž se spalovacím motorem.

V praktické části nejprve provedu výpočet výhřevnosti zemního plynu. Poté výpočty třech různých způsobů KJ s mikroturbínou podle zadaných parametrů a své vypočtené hodnoty porovnám.

1.Výroba elektrické a tepelné energie

Energie je skalární fyzikální veličina, která se může definovat jako schopnost látky konat práci. Existuje spousta druhů energií, avšak tato práce je převážně zaměřená na energii elektrickou a tepelnou, které se dají vyrobit třemi různými způsoby. V elektrárně, teplárně a ve výtopně.

1.2 Elektrická energie

Principiálně se při spálení paliva uvolní teplo, které ohřívá vodu v parním kotli, ta změní své skupenství a stane se z ní pára s vysokou teplotou a tlakem. Toto vzniklé medium pokračuje přes turbínu, kterou roztočí. Turbína je připojena ke generátoru, jenž vyrobí elektrickou energii. Tento cyklus má účinnost zhruba 30 %.

1.2 Tepelná energie

Stejně jako v předešlém odstavci se spálením paliva uvolní teplo, které následně ohřívá vodu. Vytvořená tepelná energie proudí do tepelného výměníku, odkud putuje do rozvodné soustavy centrální zásoby tepla. Účinnost tohoto cyklu je 90 %.

2. Kogenerace

Sdružená výroba elektrické energie a tepla. Tento způsob transformace energií se nazývá teplárenská výroba elektrické energie a tepla neboli kogenerace. Systém pro výrobu těchto dvou energií se nazývá kogenerační jednotka.

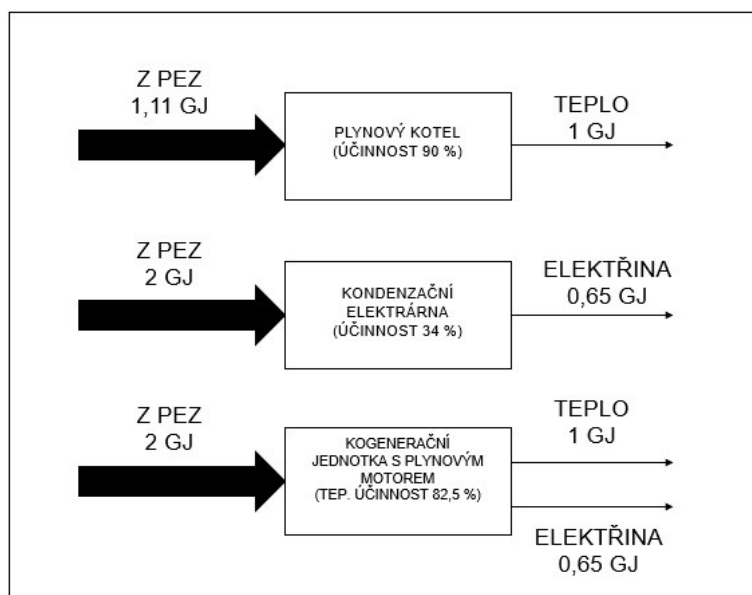
2.1 Kogenerační jednotka

Jsou to poměrně malá zařízení, která produkují oba druhy energie a umožňují decentralizovanou výrobu. Jednou z výhod této kogenerace je to, že se snižují ztráty transformací rozvodem elektrické energie.

2.2 Princip

V principu se získaná tepelná energie s vysokým teplotním potenciálem, kterou získáme spálením vhodného paliva nejprve využije k vykonání práce, a poté ji použijeme jako pracovní látku s nižší teplotou pro tepelné potřeby.

2.3 Snížení primárních energetických zdrojů (PEZ)



Obrázek 2.3 Snížení primárních energetických zdrojů [2]

Ze schématu se může vyčíst, že pokud se v kogeneračním zařízení spotřebuje 2 GJ tepla z PEZ, tak vznikne 0,65 GJ elektrické energie, což je 0,18 MWh a k tomu se navíc získá 1 GJ tepla, které se může využít například k vytápění objektů. Tím

se výrazně sníží spotřeba PEZ. Protože pokud by se tento proces rozdělil tak, že by se zvlášť vyrobilo stejné množství teplené a elektrické energie, spotřebované teplo by nebylo celkově 2 GJ, ale 3 GJ. Z 2 GJ by se vyrobilo 0,65 GJ elektřiny a z dalšího 1GJ adekvátní množství tepla. [2]

2.3.1 Spotřeba tepla z PEZ v kogeneračním zařízení

$$Q_{kj} = \frac{Q_s + E_{kj}}{\eta_{kj}} \quad [J] \quad (2.1)$$

Kde: Q_{kj} ...spotřeba tepla, Q_s ...vyrobené teplo, E_{kj} ...vyrobení elektrická energie, η_{kj} ...účinnost kogenerační jednotky

2.4 Ekologie

Kogenerační jednotky většinou spalují plynná paliva, proto splňují emisní normy. Se zvýšením účinnosti zařízení a díky sloučené výrobě tepla a elektřiny se výrazně snížily emise NO_x , CO a CO. U kogeneračních jednotek s pístovými spalovacími motory je ale nutno pro dodržení emisí škodlivin často použít katalyzátor, a to se negativně projeví na ekonomice. [2]

2.5 Ekonomika

Ekonomickou situaci nelze jednoduše vyjádřit, jelikož záleží na okolnostech. Také na odlišných podmínkách konkrétních případů. Kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem se vyrábějí podstatně ve větším množství než jednotky s mikroturbínou, proto jsou daleko levnější. Avšak provoz kogenerační jednotky se spalovacím motorem je naopak dražší z několika důvodů. Prvním důvodem mohou být ložiska. U mikroturbíny jsou vzduchová ložiska, která nepotřebují žádné mazací oleje. Dalším důvodem je revize těchto strojů. U mikroturbíny se dělá revize, která je technicky jednodušší než u pístových spalovacích motorů, jednou za rok. Zatím co u druhého typu kogenerační jednotky se provádí revize po 1000 pracovních hodinách. Nicméně z národního hospodářství můžeme jednoduše přínos kogenerace vyjádřit rozdílem ročních nákladů sdružené a rozdělené výroby tepla a elektrické energie. Nejsprávnější je použít náklady elektrárny, která je na špičkové technické úrovni a má nejlepší prostředky pro maximální snížení emisí. [2]

$$N_u = N^{výt} + N^{el} - N^{tep} \quad [Kč/rok] \quad (2.3)$$

Kde: N_u ...úsporné náklady, $N^{výt}$...náklady výtopny, N^{el} ...náklady elektrárny, N^{tep} ...náklady teplárny

Dále záleží na délce doby, kdy kogenerační jednotka pracuje při jmenovitém výkonu. Čím dražší a složitější zařízení je, tím dýl musí pracovat na jmenovitý výkon, aby byl kladný ekonomický efekt. Politika státu by měla být taková, aby podpořila ekonomickými nástroji rozvoj kogenerace z výše zmíněných důvodů, kterými jsou snížení PEZ a škodlivých emisí. [2]

2.6 Centralizované a decentralizované zásobování teplem

Jedná se o dva způsoby zásobování teplem.

2.6.1 Decentralizované (lokální)

Teplo je dodáváno pomocí ústředního topení nebo individuálních topidel. Je možné zde použít zařízení malého výkonu. Avšak musí být doplněno malými kotli pro případ zálohy při největší potřebě tepla. [2]

2.6.2 Centralizované

Tvoří rozsáhlou tepelnou síť, která vytápí jeden či více objektů.

Výhody

- větší jednotkové výkony
- účinnější zmenšování škodlivých emisí
- může být vždy uplatněna kogenerační jednotka
- větší sítě hustých obytných zástaveb

Nevýhody

- nákladná tepelná síť
- větší tepelné ztráty
- potřeba čerpací stanice pro transport
- větší údržba

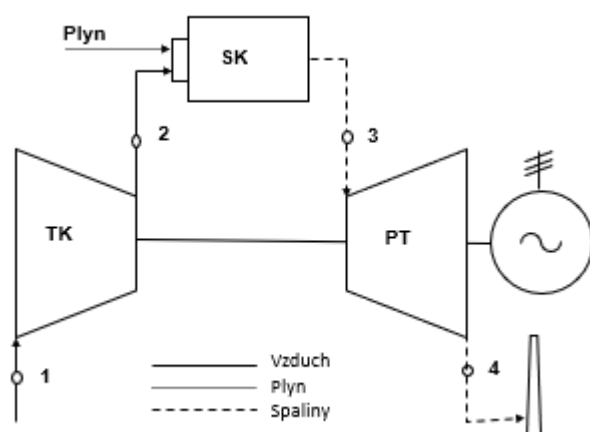
3. Spalovací turbína, plynová turbína

Jedná se o dynamický tepelný spalovací motor, který potřebuje ke svému provozu horký plyn s vysokým tlakem. Spalovací turbína je agregát, složený z kompresoru (turbokompresoru), spalovací komory a turbíny. Kompresor nasává vzduch z ovzduší a stlačuje ho na požadovaný tlak. Stlačený vzduch je veden do spalovací komory, kde se spálením paliva zvýší jeho teplota na hodnotu, která je dána materiálem a konstrukcí turbíny. Vzduch slouží v tomto případě jako okysličovadlo a zároveň jako chladicí médium. Proto se u spalovacích turbín setkáváme s velkým přebytkem vzduchu. Ze spalovací komory vstupují horké spaliny do turbíny, kde expandují a konají práci a po expanzi jsou vypouštěny do ovzduší.

Pracovním médiem pro plynovou turbínu je v první fázi vzduch, ve druhé fázi jsou to spaliny. Spálením paliva se přivádí teplo do spalovací turbíny.

3.1 Turbína vlastní s otevřeným cyklem

Tento typ stroje má vlastní zdroj pracovního média. Tvoří jej kompresor, za kterým je zřízení, ve kterém se plyn ohřívá na požadovanou teplotu. Pokud se ohřev odehrává ve spalovací komoře, jedná se o turbínu s otevřeným cyklem. V první části je pracovním plynem vzduch, ve druhé spaliny.



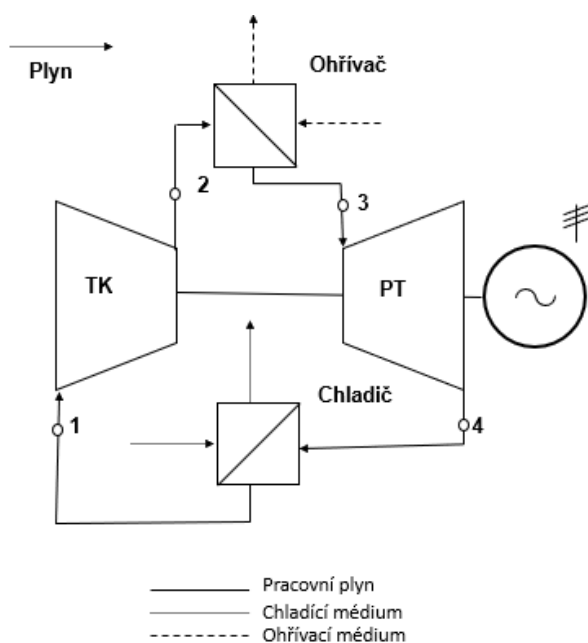
Obrázek 3.1 Schéma turbíny s otevřeným cyklem [14]

Soustrojí, složené z turbokompresoru (TK), spalovací komory (SK) a plynové turbíny. V turbokompresoru se stlačuje vzduch, který se nasává z okolí. Ve

spalovací komoře probíhá při konstantním tlaku spalování paliva. Dále v turbíně spaliny expandují a konají práci. Turbína pohání generátor a také turbokompresor. Vyexpandované spaliny jsou odváděny do okolí, jedná se tedy o otevřený cyklus.

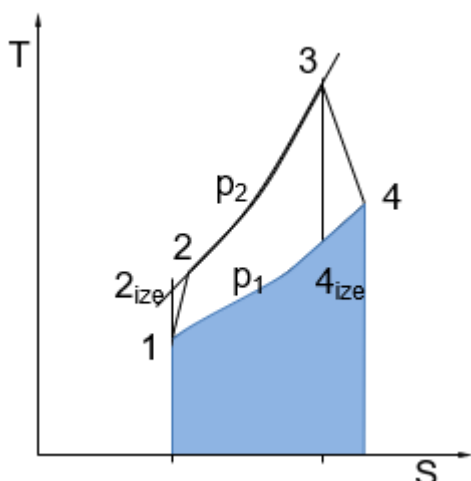
3.2 Turbína vlastní s uzavřeným cyklem

Turbína pracující v uzavřeném cyklu, u které je přímý ohřev spalováním paliva nahrazen nepřímým ohřevem pomocí nějakého ohřívacího média. Pracovní plyn je v celém okruhu stejný (čirý vzduch, helium nebo CO₂). Předností je to, že turbína pracuje s čistými spalinami a může být použit libovolný zdroj tepla. Nevýhoda je, že pracovní plyn musí být před návratem do kompresoru chlazen a pracovní plyn je nutno doplňovat.



Obrázek 3.2 Schéma turbíny s uzavřeným cyklem [14]

3.3 Ericson – Braytonův cyklus



Ideální cyklus je tvořen dvěma adiabatickými změnami (1-2_{ize}, a 3-4_{ize}) a dvěma izobarami. Komprese i expanze je ve skutečném cyklu podle nevratné adiabaty $n > k$.

1-2 Skutečná komprese vzduchu v kompresoru

3-4 Skutečná expanze spalin v turbíně

Obrázek 3.3 Ts diagram Ericson – Braytonův cyklus [14]

Účinnost Ericson – Braytonova cyklu:

$$\eta_{EB} = \frac{A_T - A_K}{Q_{pal}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.1)$$

Kde: η_{EB} ...účinnost Ericson – Braytonova cyklu, A_T ...vnitřní práce turbíny, A_K ...vnitřní práce kompresoru, Q_{pal} ...výhřevnost paliva

3.4 Tepelná účinnost turbíny

V základním provedení se účinnost pohybuje okolo 20 %. Účinnost se dá posunout nahoru zvýšením tlaku za kompresorem, které je však omezeno kompresní prací. Dále zvednutím teploty spalin před turbínou, které je omezeno materiálem lopatek.

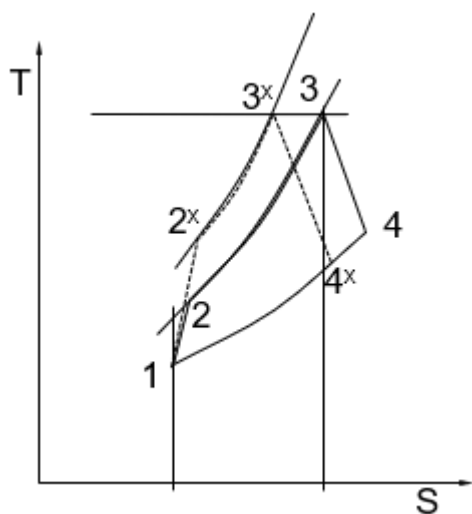
$$\eta_{Tize} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4ize}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.2)$$

Kde: T ...teplota, η_{Tize} ...tepelná účinnost turbíny

Vnitřní účinnost kompresoru:

$$\eta_{Kize} = \frac{T_{2ize} - T_1}{T_2 - T_1} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.3)$$

3.5 Zvyšování účinnosti úpravou tlaku a teploty před turbínou



Zvýšení tlaku p_2 při zachování T_3 vede k nárůstu kompresní práce kompresí na vyšší tlak a zvýšením přebytku vzduchu. Navýšení práce tento nárůst nepokryje.

Zvyšování teploty T_3 vede k nutnosti použít speciálních a drahých materiálů, případně k použití chlazených lopatek (rovněž velmi drahé).

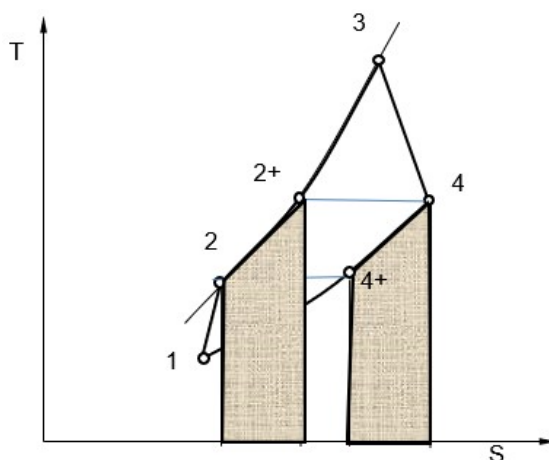
Navíc stoupne teplota za turbínou, a tedy energetická ztráta, pokud se nevyužívá toto teplo pro kogeneraci, nebo pro regenerační ohřev vzduchu.

Obrázek 3.5 Ts diagram Zvyšování účinnosti úpravou tlaku a teploty před turbínou [14]

3.6 Regenerační ohřev vzduchu

Výstupní spaliny z výfuku turbíny se zavedou do ohřívače vzduchu, který je za kompresorem. Jejich teplo se využije k předehřátí vzduchu, což vede ke snížení spotřeby paliva, poté spaliny pokračují do komína.

V důsledku zvýšení teploty vzduchu před spalovací komorou se musí zvýšit přebytek vzduchu, aby byla udržena požadovaná teplota před turbínou. Touto metodou lze ale dosáhnout zvýšení účinnosti až 0 10 %.



Obrázek 3.6 Ts diagram Regeneračního ohřevu vzduchu [14]

$$\eta_{EB} = \frac{A_T - A_K}{Q_C - Q_R} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.4)$$

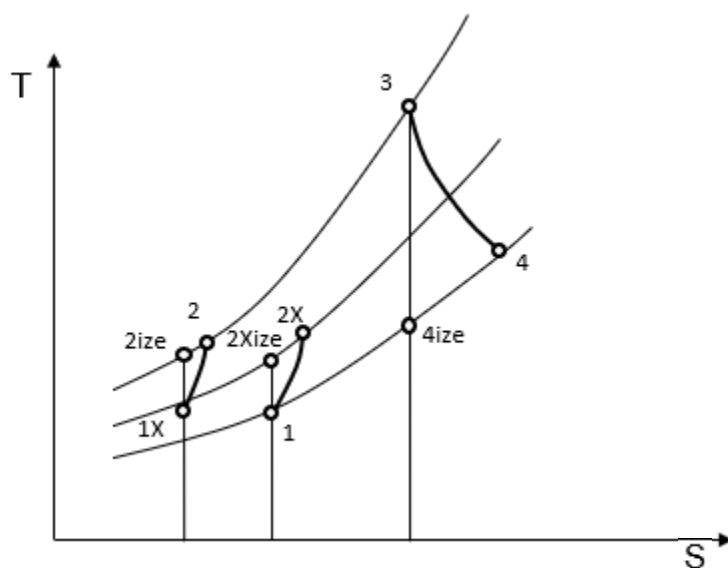
Kde: η_{EB} ...účinnost Ericson-Braytonova cyklu, A_T ...práce turbíny, A_K ...práce kompresoru, Q_C ...celkové přivedené teplo, Q_R ...teplo přivedené regenerací

3.7 Dělená komprese s mezichlazením vzduchu

Rozdělením komprese s mezichlazením vzduchu se snížení kompresní práce a výstupní teplota vzduchu za kompresorem. Tím dojde ke snížení přebytku vzduchu. Navzdory tomu se musí přivést v palivu nutné teplo. Tento způsob provedení zvýší účinnost.

$$\eta_{EB} = \frac{A_T - A_K}{Q_{pal}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.5)$$

Kde: η_{EB} ...účinnost Ericson-Braytonova cyklu, A_T ...práce turbíny, A_K ...práce kompresoru, Q_C ...teplo přivedené v palivu



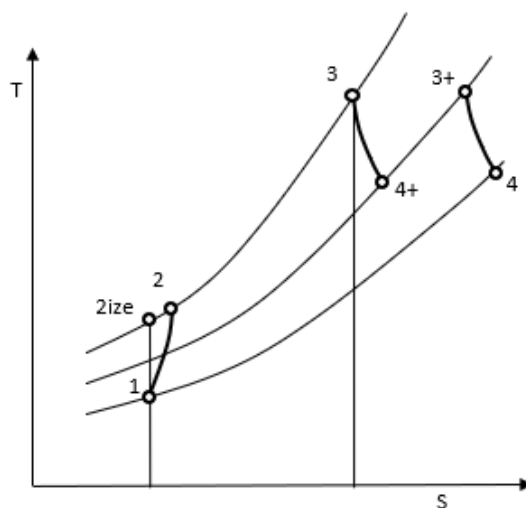
Obrázek 3.7 Ts diagram Dělené komprese s mezichlazením vzduchu [14]

3.8 Dělená expanze s mezipřihřátím spalín

Zvýšení teploty částečně vyexponovaných spalín na původní teplotu, které poté vstupují do další plynové turbíny. Při kombinaci s regeneračním ohřevem vzduchu nebo když je teplo výstupních spalín použito pro výrobu tepla, je tato metoda obzvlášť výhodná. Lopatky druhé části turbíny musí být dimenzovány na danou teplotu.

$$\eta_{EB} = \frac{A_{T1} + A_{T2} - A_K}{Q_{SK1} + Q_{SK2}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.6)$$

Kde: η_{EB} ...účinnost Ericson-Braytonova cyklu A_T ...práce turbíny, A_K ...práce kompresoru, Q_{SK} ...výhřevnost spalovací komory



Obrázek 3.8 Ts diagram Dělené expanze s mezipřehřátím spalin [14]

4. Mikroturbíny

Jedná se o lopátkové točivé stroje.

4.1 Historie

V 30. letech energetické turbíny s výkonem v řádu jednotek až desítek MW a v 80. letech mikroturbíny z pomocných jednotek letadel s výkonem v řádu desítek až stovek kW. [1]

4.2 Typy podle směru proudění

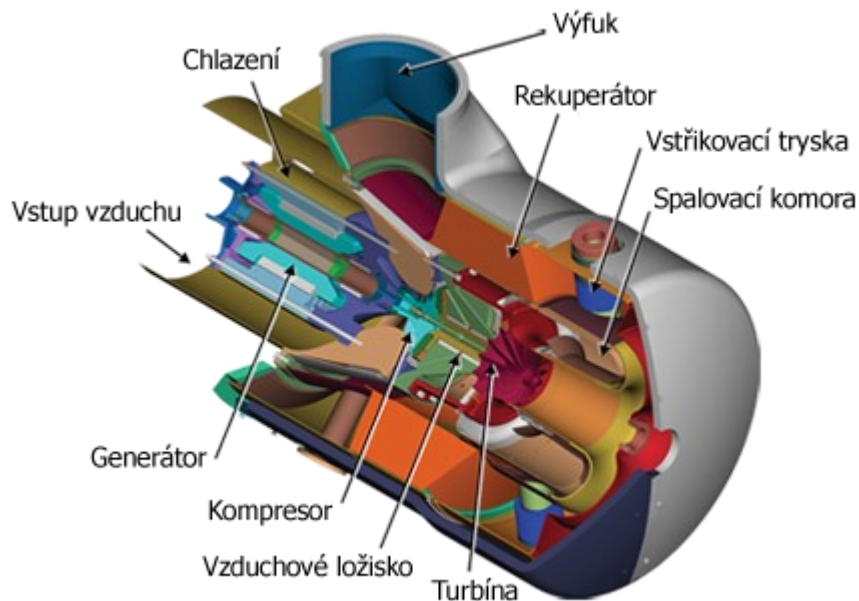
- Axiální turbína: lopatky jsou šikmo natočeny, médium proudí ve směru osy stroje
- Radiální turbína: médium v ní mění směr, vstupuje rovnoběžně k ose stroje a vystupuje kolmo
- Vícestupňová turbína: více oběžných kol, má pevné lopatky, které usměrňují tok média
- Parní turbína: médiem je pára, hlavní stroje k pohonu generátoru
- Spalovací turbína: médiem jsou spaliny [1]

4.3 Funkce

Přeměna:

- chemické energie na tepelnou a tlakovou (spalovací komora)
- tepelné a tlakové energie na kinetickou (turbína)
- kinetické energie na elektrickou (generátor)

4.4 Části mikroturbíny



Obrázek 4.4 Mikroturbína [7]

Spalovací komora

- prostor, ve které probíhá hoření pod tlakem
- palivo (vzduch, hořlavá směs) se zapálí, naroste tlak i teplota spalin (800/900 °C)

Tvar:

- válcový: starší, jednodušší, nižší účinnost
- prstencový: vyšší účinnost, palivo se přivádí tryskami

Tryska

- přívod paliva

Hořák

- přívod směsi paliva a vzduchu

Spalovací turbína

- rotační lopatkový stroj
- převod tlakové a tepelné energie na mechanickou
- při expanzi roste objem a snižuje se tlak

Expanzní část

- jednostupňová, malé radiální kolo, vysoké otáčky až 100 000 ot/min
- teplota na vstupu je 900 °C, teplota na výstupu je 600 °C

Kompresor

- stlačuje vzduch do spalovací komory
- je na stejné hřídeli jako turbína, která tvoří jeho pohon
- axiální nebo radiální
- převod kinetické energie na tlakovou

Sací trakt, filtr vstupního vzduchu

Rekuperátor

- výměník, který ohřívá vzduch vyfukovaným teplem ze spalín
- zvyšuje účinnost

Ložiska

- vzduchová, díky tomu nepotřebují údržbu a olej
- princip odstředivé síly
- segmenty se po rozběhu otevřou a mezi vnitřní a vnější části ložiska vzniká vzduchová vrstva
- dobré pro vysoké otáčky, nízký otěr

Generátor

- vysokorychlostní

4.5 Dělení spalovacích mikroturbín

- podle elektrického výkonu (až do 370 kW_{el})
- jednohřídelové: turbína pevně spojená s hřídelí, otáčky kompresoru, turbíny a generátorů jsou stejné, jednodušší verze, levnější
- dvouhřídelové: kompresor a generátor mají různé otáčky, regulace výkonu první části, druhá část pohání generátor stabilními otáčkami, vyšší účinnost
- podle tvaru spalovací komory: válcová, prstencová
- podle paliva: zemní plyn, bioplyn, topný olej, nafta, bioolej

- podle generátoru: pomaluběžný synchronní, vysokootáčkový asynchronní
- podle ložisek: vzduchová, mazaná olejem
- venkovní nebo vnitřní provedení
- kontejnerové provedení
- podle typu prostředí: normální, výbušné, agresivní [1]

4.6 Reálný výkon, účinnost a charakteristiky mikroturbíny

- jmenovitý výkon: při základním zatížení (trvale)
- špičkový výkon: krátce, jinak by došlo ke snížení životnosti, poškození nebo zničení
- minimální výkon: schopnost pracovat při co nejmenším výkonu [1]

Návrh základních parametrů mikroturbíny Capstone C200

Teplota (°C)	Výkon (kW _{el})	Výška (m.n.m.)	Výkon (kW _{el})	Výška (m.n.m.)	Výkon (kW _{el})	Výška (m.n.m.)	Výkon (kW _{el})	Výška (m.n.m.)
-20	200	0	200	225	200	450	200	900
-10	200	0	200	225	200	450	200	900
0	200	0	200	225	200	450	200	900
+10	200	0	200	225	200	450	200	900
+20	200	0	200	225	194	450	184	900
+30	187	0	182	225	176	450	166	900

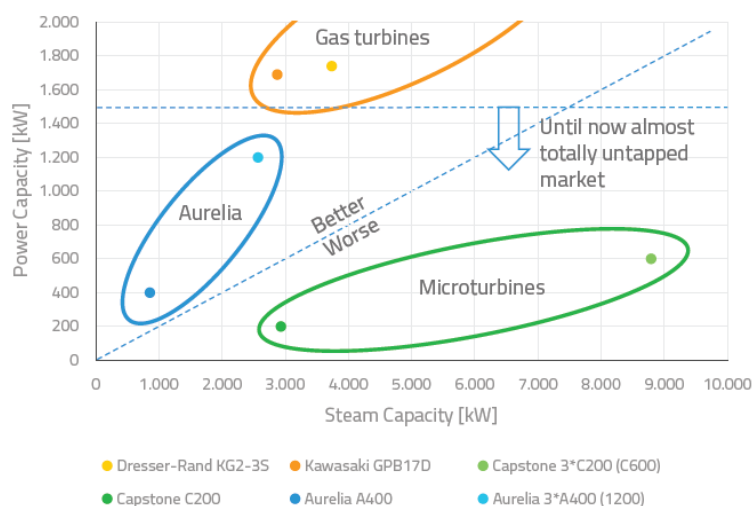
Tabulka 4.6 Návrh základních parametrů mikroturbíny Capstone C200 [1]

Účinnost C200 s plynovým kompresorem 190 kW má účinnost 31 % (+2 %). Garantované hodnoty výkonu jsou 186 kW a 29 % účinnost při ideálních podmínkách. [1]

4.7 Výrobci a typy

4.7.1 Aurelia Turbines

Tato společnost byla založena v roce 2013 za účelem využít nashromážděné informace ke zlepšení výkonnosti plynových turbín. Jedná se o první společnost, která začala využívat proces intercooled and recuperated, generator on both shafts (IRG2). Principem jsou dvě do série postavené turbíny, kde je uplatněna dělená komprese s mezichlazením, regenerační ohřev vzduchu a k tomu využití tepla z mezichladiče. Každá z těchto turbín má vlastní hřídel a generátor. Díky tomu je účinnost elektrické energie přes 40 %. [11] [12]



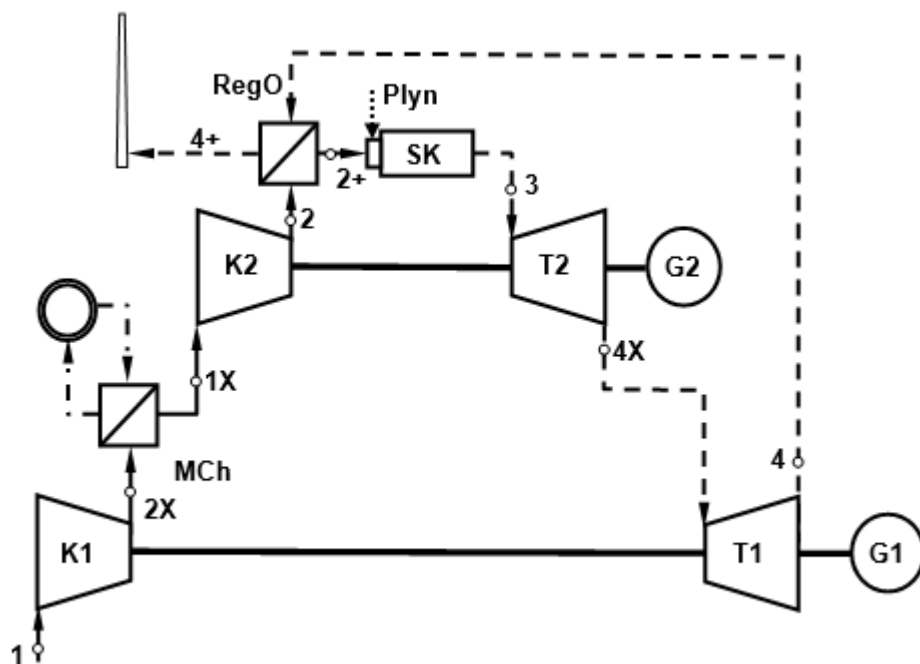
Obrázek 4.7.1.1 Graf kogenerační schopnosti páry a energie [15]

Aurelia A400

Nejúčinnější malá plynová turbína na světě s výkonem 400 kWe, výstupní napětí 362–440 V, využívá proces IRG2, a proto dosahuje účinnosti 40,2 %. Váha je 25 tun, jednoduchý transport, nízká hlučnost (<75 dB) a emisivita NOx při 15 % O₂ <15 ppmV a CO při 15 % O₂ <15 ppmV. [11] [12]



Obrázek 4.7.1.2 Aurelia A400 [12]



Obrázek 4.7.1.3 Schéma uspořádání dvouhřídelové turbíny Aurelia s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalín [14]

4.7.2 Capstone Turbine Corporation

Založeno 1988 s podporou Ford Motor, NASA a GasResearch Institute. První turbína v roce 1998 Turbec Spa, která vzešla ze Švédské (Volvo ABB), původně byly vyvíjeny pro automobily, ale dnes se používají hlavně v energetice. Jedná se o největšího světového výrobce, a také nejúspěšnějšího v ČR. Vyrábí turbíny o výkonech 30, 65, 100 a 200 kW, celkem okolo 7 tisíc turbín. Chytré, kompaktní, lehké, univerzální výrobky, výborný software, minimum poruch, prodlužující se životnost, prstencová spalovací komora, vzduchem chlazený generátor, vzduchová ložiska, životnost 40 000 hodin. [1]



Obrázek 4.7.2.1 Capstone C200S [3]

Základní parametry mikroturbín Capstone				
		C30	C65	C200
Výkon ISO	kW _{el}	30	65	200
Přibližná spotřeba paliva	m ³ /hod	12	24	68
Elektrická účinnost ISO	%	26	29	33
Garantovaná účinnost ISO	%	24	27	31
Jmenovité otáčky	ot/min	96 000	96 000	60 000
Výstupní teplota				
expanzní části turbíny	°C	600	580	640
rekuperátoru	°C	275	310	280
Množství spalin	kg/s	0,31	0,49	1,3
Příkon v palivu	kW	127	246	666
Energie ve spalinách	kW _t	64	162	400
Měrná spotřeba turbíny	MJ/kWh	14,4	12,4	11,6
Měrná spotřeba generátoru	MJ/kWh	13,8	11,6	10,7

Parametry platí při jmenovitém výkonu, ustálených podmínkách, ISO, palivo zemní plyn.

Tabulka 4.7 Základní parametry mikroturbín Capstone [1]

4.7.3 Turbec T100

Okolo 400 jednohřídelových turbín s elektrickou převodovkou, válcovou spalovací komorou, mají olejová mazání a vodní chlazení. Palivo je bioplyn, PB, etanol, metanol nebo olej. Oproti Capstone má chladiče, čerpadla i potrubí oleje a vody. [1]

4.7.4 FlexEnergy

Mikroturbína MT250, která má otevřenou konstrukci rekuperátoru, turbíny a plynového kompresoru. Životnost se pohybuje okolo 80 000 hodin. Pomaluběžná turbína, obsahuje olejová ložiska a převodovku. Vhodná pro ostrovní i venkovní provoz (-9 /46 °C), vodotěsná. [1]



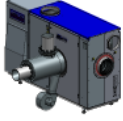
Základní parametry turbín Turbec a FlexEnergy			
		T100	MT250
Jmenovitý výkon ISO	kW _{el}	100	250
Přibližná spotřeba paliva	m ³ /hod	31	
Elektrická účinnost ISO	%	30	30
Garantovaná účinnost ISO	%		28
Jmenovité otáčky	ot/min	70 000	3000
Výstupní teplota			
expanzní části turbíny	°C	650	
rekuperátoru	°C	270	250
Množství spalin	kg/s	0,79	2,13
Příkon v palivu	kW	333	926

Tabulka 4.7.4.1 Základní parametry turbín Turbec a FlexEnergy [1]

Parametry platí při jmenovitém výkonu, ustálených podmínkách, ISO, palivo zemní plyn.

4.7.5 Ansaldo Energia

Italská firma založena roku 1853. Výstavba elektráren na klíč, energetická zařízení (plynové a parní turbíny, generátory a mikroturbíny), výroba a služby jaderné činnosti. Mikroplynová turbína AE-T100, která se vyrábí ve třech verzích: zemní plyn (AE-T100NG), bioplyn (AE-T100B) a externí spalování (AE-T100E). Vysokorychlostní generátor, ložiska jsou mazána olejem, vysoká účinnost s nízkými provozními teplotami, neustálé spalování paliva, což vede k nízkým emisím. [4] [6]

MICRO GAS TURBINE		MICRO GAS TURBINE PERFORMANCE	MAIN FEATURES
AE-T100NG		100 kW 30%	<ul style="list-style-type: none">Indoor/OutdoorHot water/flue gas applicationsWith/without flue boosterPollutants abatement systems not needed
AE-T100B		105 kW 30%	<ul style="list-style-type: none">Indoor/OutdoorHot water/flue gas applicationsFlue booster not includedPollutants abatement systems not neededWide biogas composition range accepted
AE-T100E		50 ÷ 75 kW	<ul style="list-style-type: none">Indoor/OutdoorExternally fired machine (EFMGT technology)Partly completed machinery layoutExternal heat exchanger and/or biomass boiler and/or solar concentrator not included

Obrázek 4.7.4.2 Mikroturbíny Ansaldo Energia [5]

4.8 Sportovní hybrid společnosti Capstone Turbine

Společnost Capstone Turbine se rozhodla jít vlastní cestou, a tak se vrhla do vývoje spalovacích mikroturbín, které se vyznačují nízkými emisemi a nízkou spotřebou paliva. Pro demonstraci výhod mikroturbín vznikl automobil CMT-380 Hybrid, který využívá spalovací mikroturbínový motor Capstone C30 o výkonu 30 kW pracující na naftu či bionaftu. Celé hybridní ústrojí bylo vpraveno do upravené verze závodního automobilu Factory Five Racing GTM, které má zrychlení z 0 na 100 km/h za 3,9 sekundy.

Hybrid CMT-380 dokáže ujet až 130 km bez spotřebování jediné kapky paliva. Po dosažení určité hladiny vybití baterií se zapne mikroturbínový motor, který začne dobíjet baterie.

Ve voze jsou použity vysoce výkonné lithium-polymerové akumulátory, které se dobíjí pomocí mikroturbíny nebo mohou být dobíjeny ze síťové zásuvky či na speciálních dobíjecích stanicích.

Díky umístění elektrického generátoru na stejnou hřídel s mikroturbínou není nutné ve voze mít žádné mazací či chladicí kapaliny, protože mikroturbínový motor využívá tzv. vzduchových ložisek.

Patentovaný způsob spalování paliva dosahuje s mikroturbínou extrémně nízkých emisí výfukových plynů a zároveň nízké spotřeby. Na plnou nádrž paliva je CMT-380 Hybrid schopen ujet až 800 km. [10]



Obrázek 4.8 Sportovní hybrid CMT-380 [10]

5. Pístový spalovací motor

Před nedávnou dobou se pístové spalovací motory pro výrobu elektrické energie používaly spíše výjimečně a sloužili buďto jako zajištění elektrické energie pro osamělé objekty (např. horské chaty), nebo jako záložní zdroje elektrické energie, které nastupovaly při výpadku rozvodné sítě. Tyto motory používaly většinou naftu, proto se používal název dieselagregáty. S rozvojem plynofikace se začínají objevovat malé kogenerační jednotky ve výkonech původně v rozsahu 22-500 kWe. V současné době jsou u nás největší jednotky s výkonem 9,6 MWe. Stavějí se zejména na zemní plyn, nebo na bioplyn. Je možné je použít i na různé produkční plyny, ale je nutno důsledně zajistit čistotu plynu. Předností těchto jednotek je především jednoduché palivové hospodářství. Stačí pouze zajistit plynovou přípojku a případně redukci tlaku plynu na potřebnou úroveň. [2]

5.1 Princip

Palivo se spálí ve spalovacím motoru, z čehož se uvolní energie, která pohání elektrický generátor a zároveň odpadní energie ve dvou formách. Za prvé jsou to výfukové spaliny, které dosahují teploty v rozmezí 400 °C až 540 °C a za druhé chladicí voda, která má teplotu na nejvýš 80°C. Obě tyto složky proudí do výměníku tepla, kde ohřívají topnou vodu. [2]

5.2 Typy motorů

5.2.1 Motory se spalováním při malém přebytku vzduchu (1,2 – 1,35)

Spolehlivá, dlouhodobě fungující zařízení, která dosahují tepelné účinnosti na spojce až 39 %. Spalování probíhá současně ve všech válcích. Obsahují katalyzátor, který snižuje obsah oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků ve výfukových spalínách. [2]

5.2.2 Motory se spalováním v oblasti chudé směsi (přebytek vzduchu 1,6 – 2,0)

Pokročilá technologie, jejichž cílem je snížení tvorby NO₂. Od předešlého typu se liší elektronicky řízeným spalováním samostatně v každém válci motoru. Tepelná účinnost na spojce je až 43 % při dodržení ISO podmínek. Cena paliva pro tento typ je vyšší, což je ale kompenzováno nižší měrnou spotřebou. [2]

5.4 Výrobce Viessmann

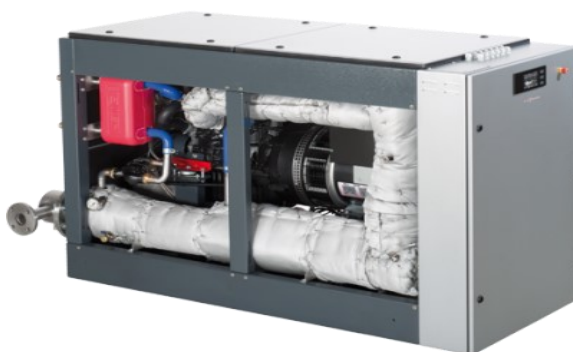
Tato společnost je předním mezinárodním výrobcem systémů vytápění, chladicí a klimatizační techniky. Firma byla založena v roce 1917 a nyní zaměstnává okolo 12 300 zaměstnanců, 23 výrobních společností v 11 zemích. [16]

Produktová řada Vitobloc 200

Viessmann kogenerační jednotky Vitobloc 200 jsou systémy připravené k provozu. Na jednotném rámu sedí motor, generátor, zvukotěsný plášť a regulace. Tyto kogenerační jednotky dosahují výkonů od řádu desítek kWe až po několik set kWe. Spalují zemní plyn nebo také bioplyn. [8]

Vitobloc 200 EM-20/39

Tichý 4válcový plynový Ottův motor, modul poskytuje výkon 20kWe a 39kWt. S integrovanou kondenzační technikou využívá až 95 % použitého paliva. Palivem je zkapalněný zemní plyn. Interval údržby je 6 000 provozních hodin bez doplňování oleje. [8]



Obrázek 5.4.1 Produktový řez Vitobloc 200 EM-20/39 [8]

Spalování zemního plynu	
Typ KJ	Vitobloc 200 EM20/39
Motor	Toyota / 4 válce
Elektrický výkon	20 kWe
Tepelný výkon	39 kWt
Příkon v palivu	62 kW
Účinnost elektrická	32,2 %
Účinnost tepelná	62,7 %
Účinnost celková	94,9 %

Tabulka 5.4.1 Technické parametry KJ Vitobloc 200 EM-20/39 při spalování zemního plynu [8]

Vitobloc 200 EM-401/549

Kogenerace pro průmyslovou tvorbu tepla a elektřiny, provoz na zemní plyn, jednotka dosahuje výkonu 401 kWe a 549 kWt. 12válcový plynový Ottův motor se spalováním chudé směsi. Tento typ je vhodný pro novostavby, průmyslové, obchodní a komunní stavby. [9]

Spalování zemního plynu	
Typ KJ	Vitobloc 200 EM-401/549
Motor	MAN / 12 válců
Elektrický výkon	401 kWe
Tepelný výkon	549 kWt
Příkon v palivu	1 053 kW
Účinnost elektrická	38,1 %
Účinnost tepelná	52,1 %
Účinnost celková	92,8 %

Tabulka 5.4.2 Technické parametry KJ Vitobloc 200 EM-401/549 při spalování zemního plynu [9]

6. Spalování zemního plynu

Výpočet výhřevnosti zemního plynu podle jeho složení

Metan (CH_4)	97,7 %
Etan (C_2H_6)	1,2 %
Propan (C_3H_8)	0,5 %
Dusík (N_2)	0,6 %
α	115 %
ν	103 %

Tabulka 6.1 Složení paliva [14]

plyn	Výhřevnost [kJ/m^3]	Spalné teplo [kJ/m^3]
Metan (CH_4)	35 800	39 860
Etan (C_2H_6)	64 350	70 420
Propan (C_3H_8)	93 570	101 820

Tabulka 6.2 výhřevností plynů dle Blahoše [14]

Množství kyslíku v palivu:

$$V_{O_2} = \sum \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot C_x H_y \quad [m_{O_2}^3/m_{PAL}^3] \quad (6.1)$$
$$= 2 \cdot 0,977 + \frac{7}{2} \cdot 0,012 + 5 \cdot 0,005 = 2,021$$

Množství teoretického suchého vzduchu:

$$V_{VZD;t}^S = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2} = \frac{1}{0,21} \cdot 2,021 = 9,624 \quad [m_{VZD}^3/m_{PAL}^3] \quad (6.2)$$

Množství skutečného suchého vzduchu:

$$V_{VZD}^S = V_{VZD;t}^S \cdot \alpha = 9,624 \cdot 1,15 = 11,067 \quad [m_{VZD}^3/m_{PAL}^3] \quad (6.3)$$

Množství oxidu uhličitého:

$$V_{CO_2} = \sum x \cdot C_x H_y \quad [m_{CO_2}^3/m_{PAL}^3] \quad (6.4)$$
$$= 0,977 + 2 \cdot 0,012 + 3 \cdot 0,005 = 1,015$$

Množství dusíku:

$$V_{N_2;t} = 0,79 \cdot V_{VZD;t}^S + N_2 \quad [m_{N_2}^3/m_{PAL}^3] \quad (6.5)$$
$$= 0,79 \cdot 9,624 + 0,006 = 7,609$$

Množství teoretických suchých spalín:

$$V_{SP;t}^S = V_{CO_2} + V_{N_2;t} = 1,015 + 7,609 = 8,624 \quad [m_{SP}^3/m_{PAL}^3] \quad (6.6)$$

Množství vody:

$$\begin{aligned}
 V_{H_2O} &= H_2 + \sum \frac{y}{2} \cdot C_x H_y + (v - 1) \cdot V_{VZD}^S \\
 &= 2 \cdot 0,977 + 3 \cdot 0,012 + 4 \cdot 0,005 + 0,03 \cdot \\
 &\quad 11,067 \\
 &= 2,340
 \end{aligned}
 \quad [m_{H_2O}^3/m_{PAL}^3] \quad (6.7)$$

Množství teoretických vlhkých spalín:

$$V_{SP;t}^V = V_{SP;t}^S + V_{H_2O} = 8,62 + 2,34 = 10,96 \quad [m_{SP}^3/m_{PAL}^3] \quad (6.8)$$

Výhřevnost:

$$\begin{aligned}
 Q_i^r &= \omega_{CH_4} \cdot Q_{iCH_4} + \omega_{C_2H_6} \cdot Q_{iC_2H_6} + \omega_{C_3H_8} \\
 &\quad \cdot Q_{iC_3H_8} \\
 &= 0,977 \cdot 35\,800 + 0,012 \cdot 64\,350 + 0,005 \cdot 93\,570 \\
 &= 36\,216,65
 \end{aligned}
 \quad [kJ/m^3] \quad (6.9)$$

7.Návrh kogenerační jednotky se spalovací turbínou

Výpočet vychází z požadovaného výkonu elektrického generátoru a zadaných základních parametrů turbíny, kompresního poměru a maximální přípustné teploty spalin před turbínou. Další zadané parametry jsou výhřevnost plynu, tlak a teplota plynu v rozvodu a účinnosti jednotlivých komponentů agregátu.

Výkon elektrického generátoru jednotky	400 kW
Výhřevnost zemního plynu	36 217 kJ/m _n ³
Přetlak zemního plynu v rozvodu	5 kPa
Teplota zemního plynu v rozvodu	15 °C

7.1 Pro výpočet spalovací turbíny uvažujte tyto technické parametry

Tlak nasávaného vzduchu do kompresoru spalovací turbíny	0,1 MPa
Teplota nasávaného vzduchu	15 °C
Kompresní poměr	$\varepsilon=4$
Teplota spalin před turbínou	800 °C
Izoentropická účinnost kompresoru	$\eta_{IZEVNK}=0,8$
Účinnost spalovací komory	$\eta_{sk}=0,95$
Izoentropická účinnost turbíny	$\eta_{IZEVnt}=0,8$
Mechanická účinnost turboagregátu	$\eta_m=0,95$
Účinnost generátoru	$\eta_g=0,96$
Izoentropická účinnost plynového kompresoru	$\eta_{VNplk}=0,9$
Mechanická účinnost plynového kompresoru	$\eta_{mplk}=0,95$
Účinnost elektromotoru plynového kompresoru	$\eta_{el}=0,9$
Teoretické množství vzduchu pro spalování ZP	9,624 m _n ³ /m _n ³
Teoretické množství vlhkých spalin při spalování ZP	10,96 m _n ³ /m _n ³
Ztrátu kotle do okolí volte 1,1 % tepelného příkonu kotle.	

Entalpie plynu při určité teplotě

$$i_{ipl} = 1,4941 \cdot t_{ipl} + 0,0013t_{ipl}^2 = \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.1)$$

Entalpie teoretických vlhkých spalin

$$i_{sp;t}^v = 1,3629266 \cdot t_i + 1,644466 \cdot 10^{-4} \cdot t_i^2 = \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.2)$$

Entalpie vzduchu

$$i_{vz} = 1,304268 \cdot t_i + 1,033253 \cdot 10^{-4} \cdot t_i^2 = \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.3)$$

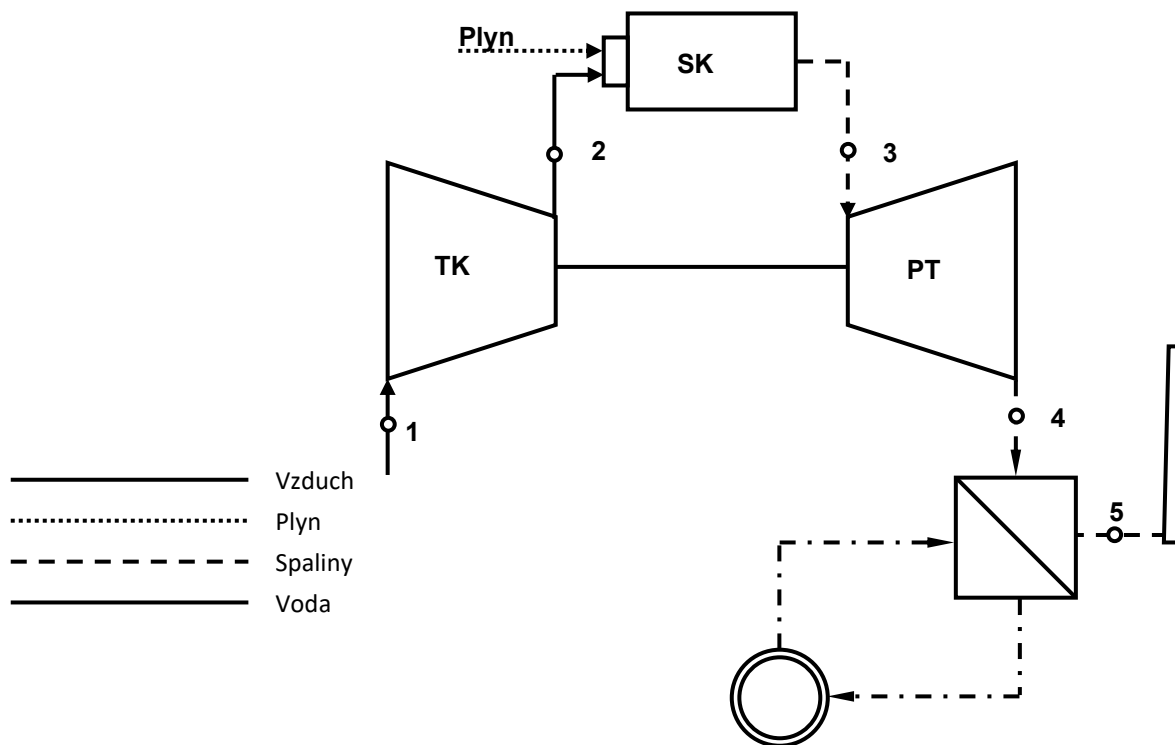
	[°C]	$i_{pl} [kJ/m_N^3]$	$i_{sp;t}^v [kJ/m_N^3]$	$i_{vz} [kJ/m_N^3]$
t_1	15/15	22,704		19,59
t_2	190,05 /130,83pl	217,725		251,61
t_3	800		1 195,59	1 109,54
t_4	519,22		751,99	705,06
t_5	150		208,14	197,97
t_{2+}	489,22		706,13	662,8
t_{4+}	220,05		307,875	292,01

Tabulka 7.1 Entalpie pro vypočtené teploty [14]

7.2 Postup výpočtu:

Výpočet je vypracován pro 1 m_N³ plynu a přepočtem ze zadaného požadovaného výkonu, účinnosti výroby elektrické energie a výhřevnosti plynu je určena spotřeba paliva.

7.2.1 Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí i expanzí a bez regenerace tepla



Obrázek 7.2.1.1 Schéma turbíny bez regenerace tepla [14]

Určení práce plynového kompresoru:

Kompresní poměr plynového kompresoru:

$\kappa=1,3$ pro zemní plyn

$$\varepsilon_{plk} = \frac{p_b \cdot \varepsilon}{p_b + \Delta p_{pl}} = \frac{101\,325 \cdot 4}{101\,325 + 5000} = 3,8119 \quad [-] \quad (7.4)$$

Teplota plynu po kompresi:

- adiabatická:

$$T_{2plIZE} = T_{pl1} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 288,15 \cdot 3,8119^{\frac{1,3-1}{1,3}} \quad [K] \quad (7.5)$$

$$= 392,3993$$

- skutečná:

$$T_{2pl} = T_{pl1} + \frac{(T_{2plIZE} - T_{pl1})}{\eta_{VNplk}} \quad [K] \quad (7.6)$$

$$= 288,15 + \frac{(392,3993 - 288,15)}{0,9} = 403,9826$$

Práce plynového kompresoru na 1 mN³ plynu:

$$a_{VNplk} = \frac{(i_{2pl} - i_{1pl})}{\eta_{mplk}} \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.7)$$

$$= \frac{(217,725 - 22,704)}{0,95} = 205,29$$

Určení vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 mN³ plynu:

Teplota vzduchu za kompresorem:

– adiabatická:

$$T_{2IZE} = T_1 \cdot \varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 288,15 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 428,1893 \quad [K] \quad (7.8)$$

- skutečná:

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZEVNk}} \quad [K] \quad (7.9)$$

$$= 288,15 + \frac{(428,1893 - 288,15)}{0,8} = 463,1991$$

Určení přebytku vzduchu:

Přebytek vzduchu určíme pro požadovanou teplotu spalín na vstupu do turbíny z energetické bilance turbíny.

$$Q_{vstup} = Q_{spalin}$$

$$(Q_i^r + i_{2pl} + n \cdot V_{vzt} \cdot i_{2vz}) \cdot \eta_{sk} = V_{sptv} \cdot i_{3sp} + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot i_{3vz}$$

$$\begin{aligned} n &= \frac{Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vzt} \cdot i_{3vz} - V_{spt}^v \cdot i_{3spt}}{V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{2vz} \cdot \eta_{sk})} \\ &= \frac{36\,217 \cdot 0,95 + 217,729 \cdot 0,95 + 9,624 \cdot 1\,109,54 - 10,96 \cdot 1195,59}{9,624 \cdot (1\,109,54 - 251,61 \cdot 0,95)} \quad [-] \quad (7.10) \\ &= 3,842 \end{aligned}$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 mN³ plynu:

$$\begin{aligned} A_{VNk} &= n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2vz} - i_{1vz}) \\ &= 3,842 \cdot 9,624 \cdot (251,61 - 19,59) \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.11) \\ &= 8\,579,034 \end{aligned}$$

Určení vnitřní práce turbíny na 1 mN³ plynu:

Teplota spalín na výstupu z turbíny:

- adiabatická:

$$T_{4IZE} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}} = \frac{1073,15}{4^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 722,18 \quad [K] \quad (7.12)$$

- skutečná:

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 - (T_3 - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZE\,VNT} \\ &= 1073,15 - (1073,15 - 722,18) \cdot 0,8 \\ &= 792,37 \quad [K] \quad (7.13) \end{aligned}$$

Vnitřní práce turbíny:

$$\begin{aligned}
 A_{VNT} &= V_{spt}^v \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \\
 &\quad \cdot (i_{3vz} - i_{4vz}) \\
 &= 10,96 \cdot (1\,195,59 - 751,99) + (3,842 - 1) \\
 &\quad \cdot 9,624 \cdot (1\,109,54 - 705,06) = 15\,924,954
 \end{aligned}
 \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.14)$$

Určení parametrů jednotky

Vnitřní práce agregátu:

$$\begin{aligned}
 A_{ag} &= A_{VNT} - A_{VNk} = 15\,924,954 - 8\,579,034 \\
 &= 7\,345,92
 \end{aligned}
 \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.15)$$

Práce generátoru:

$$\begin{aligned}
 A_g &= A_{ag} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 7\,345,92 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \\
 &= 6\,699,48
 \end{aligned}
 \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.16)$$

Účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_i^r} \cdot 100 = \frac{6\,699,48}{36\,217} \cdot 100 = 18,498 \quad [\%] \quad (7.17)$$

Spotřeba plynu:

$$\dot{V}_{pl} = \frac{P_{el}}{Q_i^r \cdot \eta_{el}} = \frac{400\,000}{36\,217\,000 \cdot 0,18498} = 0,05971 \quad [m_N^3/s^1] \quad (7.18)$$

Výkon plynového kompresoru:

$$\begin{aligned}
 P_{plk} &= a_{VNplk} \cdot \dot{V}_{pl} = 205\,290 \cdot 0,05971 \\
 &= 12\,257,9
 \end{aligned}
 \quad [W] \quad (7.19)$$

Čistý elektrický výkon:

$$P_{sít} = P_{el} - P_{plk} = 400\,000 - 12\,257,9$$

$$= 387\,742,1 \quad [W] \quad (7.20)$$

Tepelný výkon kotle:

Předpokládáme vychlazení spalin za horkovodním kotlem na 150 °C (t₅).

$$P_k = [V_{spt}^v \cdot (i_{4sp} - i_{5sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt}$$

$$\cdot (i_{4vz} - i_{5vz})]$$

$$\cdot \dot{V}_{pl} \cdot \frac{100 - \xi_{ck}}{100} \quad [kW] \quad (7.21)$$

$$= [10,96 \cdot (751,99 - 208,14) + (3,842 - 1) \cdot 9,624$$

$$\cdot (705,06 - 197,97)] \cdot 0,05971$$

$$\cdot \frac{100 - 1,1}{100} = 1\,171,04$$

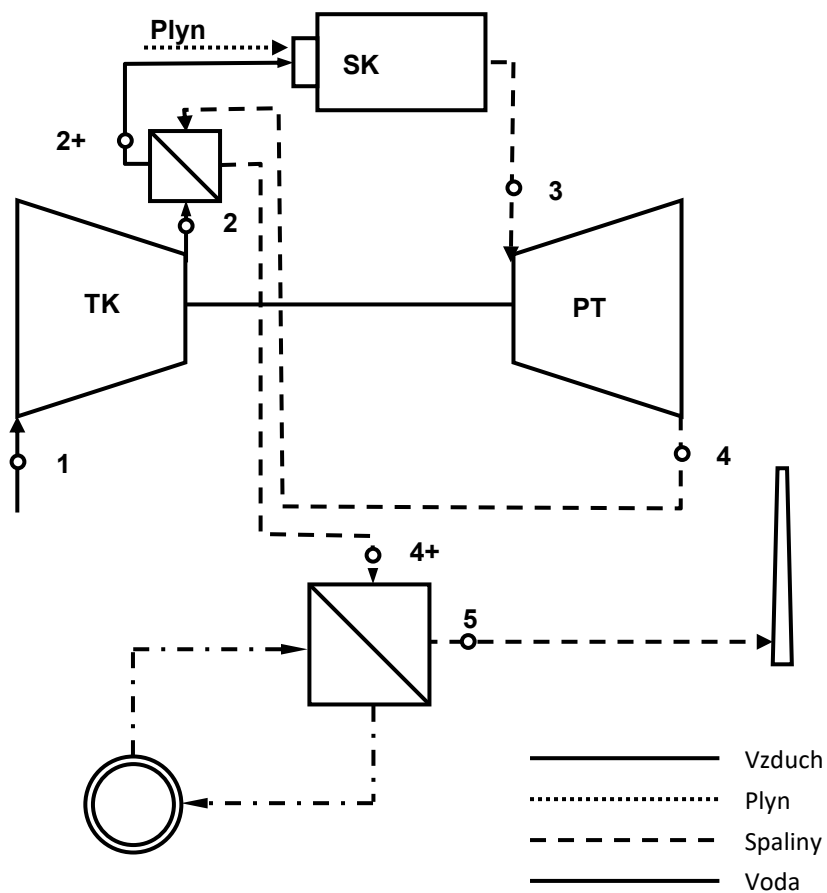
Celková účinnost jednotky:

$$\eta_c = \frac{P_{sít} + P_k}{\dot{V}_{pl} \cdot Q_i^r} \cdot 100 = \frac{387,7421 + 1\,171,04}{0,05971 \cdot 36\,217} \cdot 100$$

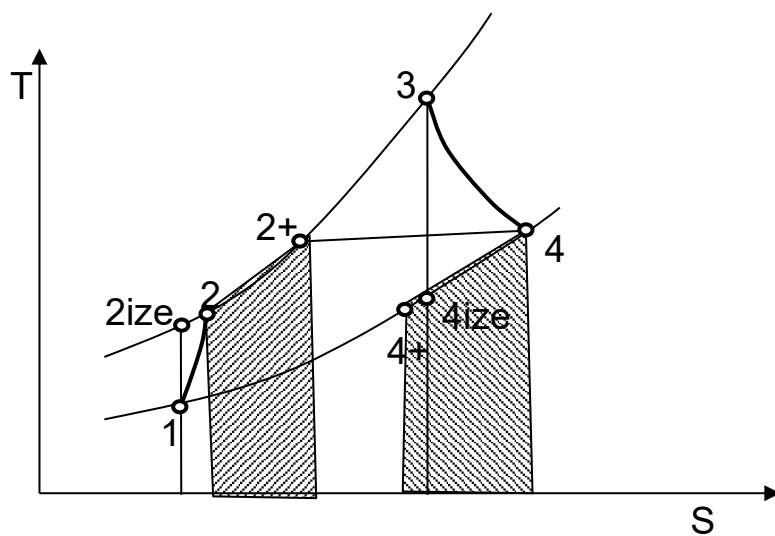
$$= 72,08 \quad [\%] \quad (7.22)$$

7.2.2 Výpočet s regenerací tepla spalín

:



Obrázek Schéma 7.2.2.1 jednotky s regenerací tepla spalín [14]



Obrázek 7.2.2.2 TS diagram Okruhu s regeneračním ohřevem vzduchu [14]

Kompresní poměr plynového kompresoru:

$$\varepsilon_{plk} = \frac{p_b \cdot \varepsilon}{p_b + \Delta p_{pl}} = \frac{101\,325 \cdot 4}{101\,325 + 5000} = 3,8119 \quad [-] \quad (7.23)$$

Teplota plynu po kompresi:

- adiabatická:

$$T_{2plZE} = T_{pl1} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 288,15 \cdot 3,8119^{\frac{1,3-1}{1,3}} \quad [K] \quad (7.24)$$

$$= 392,3993$$

- skutečná:

$$T_{2pl} = T_{pl1} + \frac{(T_{2plZE} - T_{pl1})}{\eta_{VNplk}} = \quad [K] \quad (7.25)$$

$$= 288,15 + \frac{(392,3993 - 288,15)}{0,9} = 403,9826$$

Práce plynového kompresoru na 1 m_N³ plynu:

$$a_{VNplk} = \frac{(i_{ipl2} - i_{ipl1})}{\eta_{mk}} \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.26)$$

$$= \frac{(217,725 - 22,704)}{0,95} = 205,29$$

Určení vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 m_N³ plynu:

Teplota vzduchu za kompresorem:

– adiabatická:

$$T_{2IZE} = T_1 \cdot \varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 288,15 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 428,1893 \quad [K] \quad (7.27)$$

- skutečná:

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZEVNk}} \quad [K] \quad (7.28)$$

$$= 288,15 + \frac{(428,1893 - 288,15)}{0,8} = 463,1991$$

Výpočet regeneračního ohřevu vzduchu:

Volíme teplotu spalin za regeneračním ohříváčem:

$$t_{4+} = t_2 + 30 = 190,05 + 30 = 220,05 \quad [^{\circ}C] \quad (7.29)$$

Teplotu vzduchu za regeneračním ohříváčem:

$$t_{2+} = t_4 - 30 = 519,22 - 30 = 489,22 \quad [^{\circ}C] \quad (7.30)$$

Určení přebytku vzduchu:

$$n = \frac{Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vzt} \cdot i_{3vz} - V_{spt}^v \cdot i_{3spt}}{V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{2+vz} \cdot \eta_{sk})} \quad [-] \quad (7.31)$$

$$= \frac{36\,217 \cdot 0,95 + 217,725 \cdot 0,95 + 9,624 \cdot 1\,109,54 - 10,96 \cdot 1195,59}{9,624 \cdot (1\,109,54 - 662,8 \cdot 0,95)}$$

$$= 6,969$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 m_N³ plynu:

$$A_{VNk} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2vz} - i_{1vz})$$

$$= 6,969 \cdot 9,624 \cdot (251,61 - 19,59) \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.32)$$

$$= 15\,561,5$$

Určení vnitřní práce turbíny na 1 m_N³ plynu:

Teplota spalín na výstupu z turbíny:

$$\begin{aligned}
 & \text{- adiabatická:} \\
 T_{4IZE} &= \frac{T_3}{\varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}} = \frac{1073,15}{4^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 722,18 \quad [K] \quad (7.33)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \text{- skutečná:} \\
 T_4 &= T_3 - (T_3 - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZE\ VNT} = \\
 &= 1073,15 - (1073,15 - 722,18) \cdot 0,8 \quad [K] \quad (7.34) \\
 &= 792,37
 \end{aligned}$$

Vnitřní práce turbíny:

$$\begin{aligned}
 A_{VNT} &= V_{spt}^v \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \\
 &\quad \cdot (i_{3vz} - i_{4vz}) \\
 &= 10,96 \cdot (1\ 195,59 - 751,99) + (6,969 - 1) \\
 &\quad \cdot 9,624 \cdot (1\ 109,54 - 705,06) = 28\ 097,5 \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.35)
 \end{aligned}$$

Určení parametrů jednotky

Vnitřní práce agregátu:

$$\begin{aligned}
 A_{ag} &= A_{VNT} - A_{VNk} = 28\ 097,5 - 15\ 561,5 \\
 &= 12\ 536 \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.36)
 \end{aligned}$$

Práce generátoru:

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 12\ 536 \cdot 0,95 \cdot 0,96 = 11\ 432,8 \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.37)$$

Teplo přivedené regenerací:

$$Q_{reg} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2+vz} - i_{2vz})$$

$$= 6,969 \cdot 9,624 \cdot (662,8 - 251,61) = 27\,578,37 \quad [kJ/m_N^3] \quad (7.38)$$

Účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_C - Q_{reg}} \cdot 100 = \frac{11\,432,8}{61\,830 - 27\,578,37} \cdot 100$$

$$= 33,38 \quad [\%] \quad (7.39)$$

Spotřeba plynu:

$$\dot{V}_{pl} = \frac{P_{el}}{Q_i^r \cdot \eta_{el}} = \frac{400\,000}{36\,217\,000 \cdot 0,3338} = 0,0331 \quad [m_N^3/s^1] \quad (7.40)$$

Výkon plynového kompresoru:

$$P_{plk} = a_{VNplk} \cdot \dot{V}_{pl} = 205\,290 \cdot 0,0331 = 6\,794,9 \quad [W] \quad (7.41)$$

Čistý elektrický výkon:

$$P_{sit} = P_{el} - P_{plk} = 400\,000 - 6\,794,9$$

$$= 393\,205,1 \quad [W] \quad (7.42)$$

Tepelný výkon kotle:

$$P_k = [V_{spt}^v \cdot (i_{4+sp} - i_{5sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{4+vz} - i_{5vz})]$$

$$\cdot \dot{V}_{pl} \cdot \frac{100 - \xi_{ck}}{100} = [10,96 \cdot (307,875 - 208,14) +$$

$$(6,969 - 1) \cdot 9,624 \cdot (292,01 - 197,97)] \cdot 0,0331 \cdot$$

$$\frac{100 - 1,1}{100} = 212,629 \quad [kW] \quad (7.43)$$

Čistá účinnost výroby elektřiny:

$$\eta_{elstř} = \frac{P_{sítě}}{\dot{V}_{pl} \cdot Q_i^r} \cdot 100 = \frac{393,2051}{0,0331 \cdot 36\,217} \cdot 100 = 32,8 \quad [\%] \quad (7.44)$$

Celková účinnost jednotky:

$$\eta_c = \frac{P_{sítě} + P_k}{\dot{V}_{pl} \cdot Q_i^r} \cdot 100 = \frac{393,2051 + 212,629}{0,0331 \cdot 36\,217} \cdot 100 \quad [\%] \quad (7.45)$$

$$= 50,54$$

7.2.3 Výpočet s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalin

Výsledky	
Práce generátoru	13 679,7 kJ/m ³
Účinnost výroby elektrické energie	38,86 %
Spotřeba plynu	0,02842 m ³ /s
Čistý elektrický výkon	394,2 kW
Celková účinnost jednotky	55,15 %

Tabulka 7.2.3 Výpočet s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalin
[14]

8. Závěr

V této práci jsem se zabýval porovnáním kogeneračních jednotek s mikroturbínou a s pístovým spalovacím motorem. Provedl jsem výpočty třech variant provedení KJ s mikroturbínou o výkonu elektrického generátoru 400 kW. Jmenovitě jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí i expanzí a bez regenerace tepla, s regenerací tepla spalin a s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalin. Výpočet výhřevnosti zemního plynu podle jeho složení jsem provedl.

Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí i expanzí a bez regenerace tepla, který má ze všech tří výpočtů největší celkovou účinnost 72,1 %, avšak čistě elektrická účinnost je velmi nízká, pouhých 18,5 %. V důsledku nízké účinnosti je pro dosažení požadovaného výkonu vysoká spotřeba paliva 215 m³ plynu za hodinu. Nejvyšší celková účinnost je naproti tomu dána tím, že z přivedeného tepla zůstalo hodně na tepelný výkon.

Další varianta byla s regenerací tepla spalin, u které stoupla elektrická účinnost na hodnotu 33,4 % a došlo zde k výraznému snížení spotřeby plynu skoro o 50 %.

Třetí varianta je s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalin. Toto provedení KJ používá společnost Aurelia Turbines, o které se zmiňuji v kapitole 4.7.1., kde je uvedený typ jednotky A400 se stejným výkonem elektrického generátoru, jako je v mém zadání. Tím pádem jsem si svým výpočtem mohl ověřit, zda jsou dostupné informace pravdivé. Celková účinnost mi vyšla 55,15 %, elektrická účinnost se vyhoupla na hodnotu 38,9 % a spotřeba plynu klesla na 102 m³ za hodinu. Toto provedení je nejvýhodnější z hlediska účinností, ekonomiky i úspor PEZ, avšak dalo by se ještě doplnit dělenou expanzí s mezipřihřátím spalin. Poté by byla elektrická účinnost 42 %.

KJ s mikroturbínou oproti KJ s pístovým spalovacím motorem má daleko vyšší pořizovací cenu z důvodu, že se nevyrábí v tak velkém množství. Ekonomický provoz a nároky na údržbu mluví naopak pro první zmiňovaný typ, který pro nízké emise nepotřebuje katalyzátor, tato součástka má omezenou životnost, zdražuje provoz. Servisní interval pístového motoru je 1000 provozních hodin, turbína se servisuje jedenkrát až dvakrát do roka. Při každém servisu se u pístového motoru mění olej, mikroturbína olej nemění, má vzduchová ložiska.

	KJ s pístovým spalovacím motorem o výkonu 400 kWe	KJ s mikroturbínou o výkonu generátoru 400 kWe		
	Vitobloc 200 EM-401/549	V1	V2	V3
Elektrický výkon	401 kWe	387,7 kWe	393,2 kWe	394,2 kWe
Účinnost elektrická	38,1 %	18,5 %	33,4 %	38,86 %
Účinnost celková	92,8 %	72,08 %	50,54 %	55,15 %
Spotřeba paliva	102,8 m ³ h ⁻¹	214,96 m ³ h ⁻¹	119,16 m ³ h ⁻¹	102,32 m ³ h ⁻¹

V1... Výpočet s jednostupňovou kompresí i expanzí a bez regenerace tepla

V2... Výpočet s regenerací tepla spalin

V3... Výpočet s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalin

Tabulka 8.1 Tabulka výsledků [14]

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych velmi poděkovat svému vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc. za odbornou, vstřícnou a pohotovou konzultaci během tvorby mé bakalářské práce, své rodině a přátelům, kteří mě během studia podporovali.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] ŠUROVSKÝ, Jan. Mikroturbíny, spalovací turbíny. Česko: J. Šurovský, 2013. ISBN 978-80-260-4106-1.

[2] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-85895-23-4.

[3] Capstone [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<https://www.capstoneturbine.com/products/c200s>

[4] Ansaldoenergia.com [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<https://www.ansaldoenergia.com/business-lines/new-units/microturbines>

[5] Ansaldoenergia.com [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
https://www.ansaldoenergia.com/PublishingImages/Microturbines/MICROGASTURBINES_%20TAB.PNG

[6] Ansaldoenergia.com [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<https://www.ansaldoenergia.com/business-lines/new-units/microturbines>

[7] Ggcenergy.cz [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
http://ggcenergy.cz/uploaded/Produkty/03_turbina.png

[8] Viessmann.cz [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<https://www.viessmann.cz/cs/komerčni-provozy/kogenerace/kogeneracni-jednotky/vitobloc-200-em-20-39.html>

[9] Viessmann.cz [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<https://www.viessmann.cz/cs/prumysl/kogeneracni-jednotky/kogeneracni-jednotky/vitobloc-200-em401549.html>

[10] Hybrid.cz [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<http://www.hybrid.cz/novinky/mikroturbiny-budoucnost-hybridnich-aut>

[11] Aureliaturbines.com [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<https://aureliaturbines.com/>

[12] Aureliaturbines.com [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<https://aureliaturbines.com/company/about-us-1>

[14] Autor

[15] Ecosummit.net [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<https://ecosummit.net/uploads/20160426-1755-Matti-Malkamaki-Aurelia-Turbines.pdf>

[16] Viessmann.cz [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z:
<https://www.viessmann.cz/cs/spolecnost.html>

[17] KYSELA, Ladislav. *Ekonomika v energetice*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2000. ISBN 80-7078-851-8.

[18] KYSELA, Ladislav, MÍKA, Jiří. *Teplárenství*. Učební text. Katedra energetiky Ostrava, 2010.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 2.3 Snížení primárních energetických zdrojů [2]	14
Obrázek 3.1 Schéma turbíny s otevřeným cyklem [14]	17
Obrázek 3.2 Schéma turbíny s uzavřeným cyklem [14].....	18
Obrázek 3.3 Ts diagram Ericson – Braytonův cyklus [14]	19
Obrázek 3.5 Ts diagram Zvyšování účinnosti úpravou tlaku a teploty před turbínou [14].....	20
Obrázek 3.6 Ts diagram Regeneračního ohřevu vzduchu [14]	20
Obrázek 3.7 Ts diagram Dělené komprese s mezichlazením vzduchu [14].....	21
Obrázek 3.8 Ts diagram Dělené expanze s mezipřihřátím spalín [14]	22
Obrázek 4.4 Mikroturbína [7].....	24
Obrázek 4.7.1.1 Graf kogenerační schopnosti páry a energie [15]	27
Obrázek 4.7.1.2 Aurelia A400 [12].....	27
Obrázek 4.7.1.3 Schéma uspořádání dvouhřídelové turbíny Aurelia s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalín [14].....	28
Obrázek 4.7.2.1 Capstone C200S [3]	29
Obrázek 4.7.4.2 Mikroturbíny Ansaldo Energia [5]	31
Obrázek 4.8 Sportovní hybrid CMT-380 [10]	32
Obrázek 5.4.1 Produktový řez Vitobloc 200 EM-20/39 [8]	34
Obrázek 7.2.1.1 Schéma turbíny bez regenerace tepla [14]	41
Obrázek Schéma 7.2.2.1 jednotky s regenerací tepla spalín [14]	46
Obrázek 7.2.2.2 TS diagram Okruhu s regeneračním ohřevem vzduchu [14]	46

SEZNAM TABULEK

Tabulka 4.6 Návrh základních parametrů mikroturbíny Capstone C200 [1]	26
Tabulka 4.7 Základní parametry mikroturbín Capstone [1]	29
Tabulka 4.7.4.1 Základní parametry turbín Turbec a FlexEnergy [1]	30
Tabulka 5.4.1 Technické parametry KJ Vitobloc 200 EM-20/39 při spalování zemního plynu [8]...	35
Tabulka 5.4.2 Technické parametry KJ Vitobloc 200 EM-401/549 při spalování zemního plynu [9]	35
Tabulka 6.1 Složení paliva [14]	36
Tabulka 6.2 výhřevností plynů dle Blahoše [14]	36
Tabulka 7.1 Entalpie pro vypočtené teploty [14]	40
Tabulka 7.2.3 Výpočet s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalin [14]	51
Tabulka 8.1 Tabulka výsledků [14].....	53